

Mécanisme de changement de vitesse.

M. ANDRÉ LOUKOVSKI résidant en France (Seine-et-Oise).

Demandé le 15 mars 1949, à 16^h 7^m, à Paris.

Délivré le 9 avril 1952. — Publié le 26 juin 1952.

(Brevet d'invention dont la délivrance a été ajournée en exécution de l'article 11, § 7, de la loi du 5 juillet 1844 modifiée par la loi du 7 avril 1902.)

La présente invention a pour objet un mécanisme de changement de vitesse automatique, c'est-à-dire un mécanisme de transmission entre un organe menant et un organe mené grâce auquel la relation

$$C_m u_m = C_r u_r$$

dans laquelle

C_m est le couple moteur;

C_r est le couple résistant;

u_m la vitesse de l'organe menant;

u_r est la vitesse de l'organe mené

est réalisée au moins très approximativement, pour toutes les valeurs du couple résistant.

Ce mécanisme est remarquable notamment en ce qu'il comporte en combinaison un organe menant rotatif, deux éléments coaxiaux audit organe menant, l'un desdits éléments étant rotatif et constituant l'organe mené et l'autre étant fixe, et plusieurs dispositifs élastiques reliant lesdits éléments, chacun de ces dispositifs élastiques étant fixé à l'un desdits éléments et étant muni d'un moyen d'appui unidirectionnel sur l'autre élément et l'organe menant comportant un moyen d'appui sur ces dispositifs élastiques individuellement pour bander successivement chacun d'eux et l'abandonner dans une position arc-boutée après une certaine course de contact.

D'autres caractéristiques résulteront de la description qui va suivre.

Au dessin annexé, donné uniquement à titre d'exemple :

Fig 1 est une vue en perspective, avec arrachements partiels, d'un mode de réalisation théorique du mécanisme suivant l'invention;

Fig. 2 montre, schématiquement, l'ensemble des deux susdits éléments et des dispositifs élastiques les reliant, l'un d'eux étant bandé et arc-bouté sur l'élément fixe;

Fig. 3 est un graphique représentant la variation du couple de réaction c_r porté en ordonnées

de l'un de ces dispositifs élastiques en fonction du déplacement angulaire, porté en abscisses, de son extrémité périphérique par rapport à son extrémité centrale;

Fig 4 à 12 sont des schémas explicatifs du fonctionnement du dispositif dans un cas concret à six dispositifs élastiques et lorsque le rapport

de transmission $\frac{u_r}{u_m}$ est égal à $\frac{1}{2}$;

Fig. 13 est un graphique donnant les valeurs correspondantes des couples C_m et C_r en fonction des rotations de l'organe menant et de l'organe mené;

Fig. 14 à 16 sont des schémas explicatifs du fonctionnement du même dispositif dans le cas

où le rapport de la transmission $\frac{u_r}{u_m}$ est égal à $\frac{1}{3}$;

Fig. 17 représente, d'une part, les variations du couple de réaction total C_r , dans le cas d'un

rapport de transmission $\frac{C_r}{C_m} = \frac{4}{3}$ et d'autre part

la valeur constante du couple résistant C_r égal à la valeur moyenne de C_r ;

Fig. 18 est une coupe longitudinale d'une variante du mécanisme de la fig. 1;

Fig. 19 est une vue en perspective d'une autre variante;

Fig. 20 est un schéma correspondant montrant la forme d'une came portée par l'organe menant et les positions successives de l'ergot actionné par cette came;

Fig. 21 est une vue en perspective d'un autre mode d'exécution, correspondant en fait, au mode de réalisation pratique de l'invention.

Suivant l'exemple d'exécution représenté à la fig. 1, le mécanisme comporte un support fixe, constitué par une sorte de cadre 1.

Ce cadre porte un palier 2, dans lequel tou

rillonne un arbre moteur 3, d'axe XX, constituant l'organe menant.

Suivant le même axe est disposé, dans le prolongement de l'arbre 1, un élément mené, constitué par un deuxième arbre 4, tourillonnant dans un palier 5.

L'arbre menant 3 porte, claveté sur lui, un bras de manivelle 6. Ce levier porte, à son extrémité, venue de matière avec lui ou reportée sur lui, une palette 7.

Cette palette 7 est parallèle à l'axe XX et est limitée, du côté de cet axe, par une arête 8, située à une distance a de cet axe.

L'arbre mené 4 se termine, face à l'arbre menant 3, par un moyeu 9 dans lequel sont encastrées les extrémités de n ressorts à lame 10. Les ressorts sont régulièrement répartis angulairement, l'angle qui sépare deux ressorts consé-

cutifs étant par conséquent égal à $\frac{360^\circ}{n}$. Dans

l'exemple représenté $n = 6$ et l'angle ci-dessus est égal à 60° .

Chacun de ces ressorts prend appui, au repos, contre une butée 11, portée par le moyeu 9. Cette butée est telle que la lame butant contre elle est déjà bandée, le couple de réaction q (fig. 3) développé alors par le ressort 10 ayant une certaine valeur oc (égale par exemple à 15 des unités quelconques de couple choisies). En outre, ce ressort est tel que lorsque son extré-

mité périphérique s'est déplacée de $\frac{2\pi}{n}$ par rap-

port à l'extrémité centrale, le couple q a pris une valeur od (fig. 3) plus grande, mais pas beaucoup plus grande que oc . Pour fixer les idées pour $oc = 15$, on pourra par exemple prendre $od = 21$.

On admettra pour simplifier que entre les deux positions limites, le couple q varie linéairement suivant la droite I (fig. 3) c'est-à-dire proportionnellement à l'angle e (fig. 2) dont l'extrémité périphérique du ressort s'est déplacée par rapport à son extrémité centrale. La valeur du couple pour un angle e (fig. 3) sera donnée par la valeur de l'ordonnée f correspondante.

Près de son extrémité, chaque ressort 10 porte, sur sa tranche tournée vers l'arbre 1, un téton 12. Ce téton est à une distance b de l'axe XX, telle que cette longueur qui décroît lorsque le ressort fléchit devienne égale à la distance a précitée du bord 8 de la palette 7 à l'axe XX, quand l'angle e a atteint exactement la valeur $\frac{2\pi}{n}$.

On comprend que, dans ces conditions, lorsque l'arbre 3 tourne dans le sens de la flèche F_1 (fig. 1) la palette 7 vient rencontrer, à tour de

rôle, l'ergot 12 de chaque ressort et fait fléchir ce ressort. Au fur et à mesure de la flexion, l'ergot 12 glisse sur la palette 7 qui l'abandonne dès que la distance b ayant décru jusqu'à la valeur a ,

ce qui a lieu pour $e = \frac{2\pi}{n}$, l'ergot échappe à la

palette 7 sur son bord 8. A ce moment exactement, la palette aborde l'ergot 12 du ressort suivant.

Chaque ressort forme, à son extrémité périphérique, une chape 13, traversée par un prolongement formant axe de l'ergot 12. Sur cet axe est articulé un cliquet 14. Un ressort 15 agit sur ce cliquet 14 et l'applique dans le sens de la flèche F_2 contre une couronne à rochet 16, à denture intérieure 17. Cette couronne qui constitue le deuxième élément précité est fixe. Elle est fixée sur ou vient de matière avec le socle 1.

On va maintenant exposer en détail le fonctionnement du mécanisme. On supposera, pour simplifier, que les rendements de transmission sont toujours égaux à l'unité.

Ceci posé, suivant les valeurs du rapport entre les valeurs des couples moteur C_m et résistant C_r , divers cas sont à considérer.

Premier cas. — Le couple résistant C_r , appliqué sur l'arbre 4 a une valeur égale au couple moteur C_m appliqué sur l'arbre 3 et ces couples sont au plus égaux au couple q maximum soit od (fig. 3) nécessaire pour fléchir un ressort 10 d'un angle

e égal à $\frac{2\pi}{n}$.

Dans ce cas les deux arbres 3 et 4 tournent à la même vitesse ($u_1 = u_2$), l'arbre 3 entraînant l'arbre 4 par l'intermédiaire d'un ressort 10 toujours le même et dont la position par rapport à l'arbre 4 sera soit celle initiale si les couples C sont plus petits que q minimum (oc , fig. 3) soit celle fléchie d'un angle fixe e si les couples C_m et C_r ont une valeur f comprise entre oc et od (fig. 3). Le mécanisme réalise alors un entraînement par prise directe; dans ce cas il n'y a pas lieu de considérer des valeurs moyennes des couples C_m et C_r car ceux-ci sont rigoureusement constants.

II^e cas. — Le couple résistant C_r est plus grand que le couple moteur C_m , lequel a une valeur égale à la valeur moyenne du couple de réaction q correspondant au couple d'un ressort

bandé de $\frac{\pi}{n}$, en régime de rotation continue. On

admettra que les variations de C_m autour de cette valeur moyenne n'ont aucun effet sur le moteur entraînant l'arbre 3 à cause du volant d'énergie des pièces en mouvement, non plus

que indirectement sur l'arbre 4. Dans ces conditions la vitesse u_m de rotation de l'arbre 3 étant constante et définie, la vitesse de rotation u_r de l'arbre récepteur 4 varie en raison inverse du couple résistant C_r dans les limites de $1/1$ à $1/n$ conformément à l'égalité :

$$C_m u_m = C_r u_r.$$

Pour le démontrer on considérera les sous-cas suivants :

1° Le rapport $\frac{C_r}{C_m}$ est un nombre entier.

Dans ce cas le couple de réaction total C^r , dus aux ressorts et qui équilibre sur l'arbre 4 le couple résistant C_r est rigoureusement constant et égal à ce couple.

Si l'on suppose qu'au démarrage l'arbre mené est immobile si on admet qu'aucun ressort n'est alors bandé (ce qui n'est d'ailleurs pas exact comme on le verra plus loin) l'arbre menant 3 par sa palette 7 oblige un ressort 10 à fléchir puis l'abandonne après la flexion $e = \frac{2\pi}{n}$. Mais

à ce moment, le ressort ne revient pas à sa position initiale, il reste bandé car le cliquet 14 qui a glissé sur la roue 16 s'arc-boute sur celle-ci et le ressort produit sur l'arbre 2 un couple q_1 égal à q maximum soit 21 dans l'exemple choisi. Ce couple q_1 n'étant pas suffisant pour vaincre le couple résistant C_r , l'arbre 3 continue à tourner et bande un deuxième ressort qui développe par réaction sur l'arbre 4 un couple q_2 compris entre oc et od (fig. 3) et auquel est égal le couple moteur C_m qui pour cette raison varie donc entre oc et od .

Dès que le couple de réaction total C^r , qui est égal à la somme $q_1 + q_2$ est devenu égal au couple résistant C_r , l'arbre mené 4 démarre. Au fur et à mesure de sa rotation, la flèche du ressort arc-bouté diminue et par suite son couple de réaction q_1 tend vers la valeur od pour tomber brusquement à zéro après une rotation $e = \frac{2\pi}{n}$

de l'arbre commandé, mais à ce moment précis le ressort suivant précédemment bandé est arc-bouté à son tour et le ressort suivant commence à être bandé.

C'est ce que schématisent les fig. 4 à 12, qui à défaut d'une démonstration mathématique compliquée, pe mettent de faire la démonstration que pour $\frac{C_r}{C_m} = 2$, avec $n = 6$, la relation

$$\frac{u_m}{u_r} = \frac{C_r}{C_m} = 2 \text{ est bien respectée.}$$

On supposera que le couple de réaction q d'un

ressort 10 varie entre 15 et 21 unités de couple (fig. 3).

Sur ces figures 4 à 12 les six ressorts 10 ont été désignés par g, h, i, j, k, l .

Symboliquement, on a représenté sur ces figures les positions angulaires successives à 45° les unes des autres de l'arbre menant 3 par une croix schématisant les directions successives d'un rayon OZ donné de cet arbre et par un point noir les positions correspondantes d'un rayon OY de l'arbre mené.

On va montrer que lorsque l'arbre 2 tourne à demi-vitesse de l'arbre 1, le couple C_r est constant et égal à $2 C_m$, c'est-à-dire à deux fois la valeur moyenne du couple de réaction q d'un ressort 10.

Dans la position arbitraire de la fig. 4, prise comme départ, les axes OY et OZ font entre eux un angle de 45° , le ressort l est encore arc-bouté mais sur le point d'atteindre sa butée 11. Il développe un couple q_1 voisin de q minimum. Le couple q , dû au ressort suivant g , fortement bandé et dont l'ergot est sur le point d'abandonner la palette 7, est égal à C_m et sa valeur est alors voisine de q maximum (od).

Or, il y a lieu de remarquer que l'angle α dont doit encore tourner l'arbre 3 pour que le ressort l cesse d'être arc-bouté est égal à l'angle dont doit tourner le même arbre pour que le ressort g s'arc-boute à son tour, de telle sorte que les deux couples développés q_1 et q_2 étant situés à la même distance des ordonnées limites (fig. 3) leur somme

$$C^r = q_1 + q_2 = 2 \left(\frac{oc + od}{2} \right) = 2 \cdot \left(\frac{15 + 21}{2} \right) = 36$$

avec, par exemple :

$$\begin{aligned} q_1 &= 16,5 \\ q_2 &= 19,5 \end{aligned}$$

Dans la position suivante (fig. 5), l'arbre 3 a tourné de 45° . On suppose, par hypothèse, que le résultat à obtenir est réalisé c'est-à-dire que $u_r = \frac{u_m}{n}$. L'arbre 4 a donc alors tourné de $22^\circ 5'$.

Le ressort l est détendu, le ressort g est arc-bouté, le ressort h est bandé et, toujours par raison de symétrie, les couples développés donnent

$$C_r = q_1 + q_2 = 2 \frac{oc + od}{2} = 36$$

avec :

$q_1 = 20,25$ (car le ressort g est encore très arc-bouté).

$q_2 = 15,75$ (car le ressort h est encore peu bandé) et ainsi de suite pour les autres figures 6 à 12.

On peut dresser le tableau suivant :

	NUMÉRO DE LA FIGURE.								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Angle du rayon OZ de l'arbre menant par rapport à l'origine (rayon vertical dirigé vers le haut, en degrés).....	45	90	135	180	225	270	315	360	45
Angle du rayon OY de l'arbre mené par rapport à l'origine, en degrés.....	O	22,5	45	67,5	90	112,5	135	157,5	180
Ressort arc-bouté.....	<i>l</i>	<i>g</i>	<i>g</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>k</i>	<i>i</i>	<i>i</i>	<i>i</i>
Ressort bandé.....	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>h</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>i</i>	<i>j</i>	<i>j</i>	<i>j</i>
Couple de réaction q_1 dû au ressort arc-bouté.....	16,5	20,25	18	15,75	19,5	17,25	15	18,75	16,5
Couple de réaction q_2 dû au ressort bandé correspondant au couple moteur C_m	19,5	15,75	18	20,25	16,5	18,25	21	17,25	19,5
Couple total de réaction $(q_1 + q_2) = C_r$ égal au couple résistant C_r	36	36	36	36	36	36	36	36	36

Ce tableau montre donc que en supposant, par hypothèse, les rotations u_r de l'arbre mené 4 (rotation de OY) égales à la moitié des rotations u_m de l'arbre menant (rotation de OZ), le couple résistant C_r a une valeur constante égale à 36 dans l'exemple choisi, alors que le couple moteur qui oscille entre oc et od (fig. 3) peut être considéré comme égal à la valeur moyenne $\frac{oc + od}{2}$, soit 18 dans l'exemple choisi.

Ceci montre qu'aux oscillations près ci-dessus du couple moteur C_m on a bien

$$C_m u_m = C_r u_r$$

Sur la fig. 13 on a représenté en coordonnées cartésiennes les valeurs de C_m et de C_r portées en ordonnées en fonction respectivement de la rotation u_m de l'arbre moteur et de la rotation u_r de l'arbre récepteur.

La ligne II en dents de scie représente les oscillations des couples égaux q_2 et C_m qui oscillent entre Oc et od (fig. 13) c'est-à-dire entre les valeurs des couples de réaction q minimum et maximum d'un ressort 10 en appui sur sa butée 11, ou prêt à échapper à la palette 7.

La droite III représente le couple de réaction total $C_r = q_1 + q_2 = C_r$.

Les fig. 14 à 16 permettent de faire une vérification analogue à la précédente de l'égalité $C_m u_m = C_r u_r$ dans le cas où $\frac{C_r}{C_m} = 3$; l'arbre mené 4 tournant, dans ce cas, trois fois moins vite que l'arbre menant 3.

La fig. 14 montre le mécanisme juste au moment où la palette 7 a fini de tendre le ressort g et attaque le ressort suivant h . Le ressort l est encore partiellement arc-bouté. La fig. 15 montre la situation après que l'arbre menant a tourné de 45° (l'arbre mené ayant alors parcouru $\frac{45^\circ}{3} = 15^\circ$), enfin la fig. 16 représente la situation au moment où l'arbre primaire a tourné de 90° et l'arbre secondaire de 30° , par rapport à la situation représentée à la fig. 14.

On constate que le couple de réaction total C_r , exercé sur l'arbre mené et égal au couple résistant C_r , conserve une valeur constante égale au triple de la valeur moyenne du couple moteur ($18 \times 3 = 54$) dans l'exemple choisi.

Des démonstrations analogues pourraient être faites ainsi pour tous les rapports $\frac{C_m}{C_r} = m$, m étant inférieur ou au plus égal à n (nombre de ressorts 10), le rapport des vitesses étant

alors $\frac{1}{m}$, et m ressorts étant en action simultanément.

Pour le rapport limite $\frac{C_r}{C_m} = n$, tous les ressorts sont en action simultanément.

Des rapports supérieurs à n ($C_r > n C_m$) sont impossibles, car tous les ressorts arc-boutés ne suffisent pas, dans ce cas, à produire le couple C_r . Tous les ressorts restent arc-boutés sur la couronne fixe 16 et l'arbre menant 3 tourne en roue libre.

2° Le rapport $\frac{C_r}{C_m}$ n'est pas un nombre entier.

Une construction graphique analogue à celle des fig. 4 à 12 qui correspondent au rapport entier 2 permet la représentation en coordonnées rectangulaire des couples C_m et C_r . La fig. 17 représente le couple C_r pour le rapport 4/3, pris à titre d'exemple.

Le couple C_m qui a même allure que dans le cas du rapport entier « 2 » sauf que sa périodicité fonction de la différence entre u_m et u_r est différente n'a pas été représenté; sa valeur moyenne (18) est évidemment inchangée.

Le couple de réaction total résultant dû à l'arc-boutement et au bandage des ressorts et égal en valeur moyenne au couple résistance C_r n'est pas constant mais présente des variations brusques périodiques de part et d'autre d'une valeur moyenne IV égale à q moyen $x \frac{4}{3} = 24$.

Tous les rapports non entiers font apparaître des variations analogues qui diffèrent en périodicité, forme et valeur.

Ceci tient au fait qu'en ces cas le nombre des ressorts en action n'est pas constant pendant une période complète; il varie de ± 1 .

III° cas. — $C_r < C_m$. Ce cas est impossible lorsque suivant l'exemple de la fig. 1, l'arbre 4 est rotatif et la couronne 16 fixe.

Ce cas n'est possible que si, conformément à la variante représentée à la fig. 18, l'arbre 18 portant les ressorts 10 est fixe, cet arbre étant, par exemple, immobilisé par une goupille ou clavette 20 dans le palier 21 porté par le socle 22 la couronne 23 d'arc-boutement des ressorts 10 étant, par contre, montée rotative sur l'arbre 18 suivant l'axe XX, grâce à un manchon 24 solidaire de cette couronne. Ce manchon porte, par exemple, une denture 25, destinée à la transmission du mouvement au mécanisme à entraîner.

On voit que dans ce cas, il y a par rapport à l'exemple de la fig. 1 inversion des sens de rotation relatifs entre partie motrice et partie réceptrice, et la vitesse de rotation de la partie réceptrice peut être plus élevée que celle de la partie motrice (l'égalité $C_m u_m = C_r u_r$ étant évidem-

ment conservée) car la roue 23 glisse, dans ce cas, sur les cliquets. Mais, il y a alors un temps mort entre l'action de deux ressorts consécutifs, ce qui implique l'usage d'un lourd volant régulateur.

Enfin, si dans le premier exemple, pour $C_m = C_r$ le rendement mécanique est maximum, très voisin de l'unité puisque $u_m = u_r$ et qu'il n'y a aucun ressort en appui sur la couronne fixe, dans la variante de la fig. 18 le rendement sera toujours plus petit que dans le premier exemple.

Les fig. 19 et 20 représentent un dispositif analogue à celui de la fig. 18 et adaptable, par exemple, à un véhicule à deux roues.

L'arbre 26 moteur, actionné par des pédales ou par un moteur, entraîne dans son mouvement de rotation une came 27 pourvue en 28 d'une arête d'échappement. Par ailleurs, sur un arbre fixe 29, coaxial à l'arbre 26, est calé un pignon denté 30. Sur ce même arbre peut tourner un plateau 31 solidaire par la douille 32 d'un pignon 33. Le plateau 31 et son pignon 33 constituent la partie réceptrice, le pignon 33 entraînant par chaîne ou engrenage par exemple la roue motrice d'un véhicule. Sur le plateau 31 sont disposés de préférence symétriquement deux par deux aux extrémités de diamètres plusieurs dispositifs identiques à celui représenté. Chacun d'eux comporte un pignon denté satellite 34 pouvant tourner sur un axe 35 solidaire du plateau 31 et engrenant avec le pignon 30. Un secteur 36 est monté oscillant sur l'axe 35.

Ce secteur porte :

Un axe 37 sur lequel est monté fou un galet 38, destiné à rouler sur la surface 39 de la came 27;

Un cliquet 40 à ressort en prise avec le pignon 34,

et une cheville 41 indépendante du plateau et reliée par un lien élastique constitué par un anneau élastique 42 à une autre cheville 43 portée par le plateau 31.

Dans son mouvement de rotation, la came 27 appuyant sur le galet 38 provoque une oscillation du secteur 36 sur son axe 35. L'appareil est dimensionné de telle sorte que, pour un angle v (fig. 20) de rotation de la came, angle égal à $2\pi/n$, n étant le nombre de dispositifs portés par le plateau 31, le secteur 36 oscille d'un angle w après quoi le galet 38 est libéré de la came en passant sous son arête 28.

L'anneau élastique 42 qui s'est tendu pendant l'oscillation du secteur 36 tend alors à ramener ce secteur 36 à sa position initiale. Le cliquet 40 engrène alors avec le pignon 34 et rend solidaires le secteur 36 et les pignons 34 et 30. Ce dernier étant fixe, le retour en arrière

du secteur 36 est impossible et il y a apparition d'un couple moteur sur le plateau 31. Le ressort 42 ainsi que le secteur 36 reviennent à leur position initiale sur le plateau 31 pour une rotation angulaire y du plateau 31 par rapport à l'arbre 29 égale à v c'est-à-dire à $2\pi/n$. Cette égalité des angles v et y est obtenue par un rapport convenable de l'angle w avec les nombres de dents des pignons 34 et 30.

Si le couple résistant appliqué sur le plateau 31 est plus grand que le couple de réaction issu du ressort 42, la came 27 devra pour entraîner le plateau 31 agir successivement sur plusieurs des dispositifs qui par leur action additive, puisque simultanée, pourront vaincre le couple résistant C_r .

Comme dans le cas de la fig. 1, si l'effort résistant est m fois égal à l'effort moteur, il y aura en régime de rotation continue m ou $m \pm 1$ dispositifs simultanément en action et les vitesses de rotation de l'arbre 26 et du plateau 31 seront dans le rapport m .

A titre de variante, le plateau 31 peut être fixe, l'arbre 2 constituant alors l'arbre récepteur, ceci avec les mêmes conséquences que celles déjà signalées sauf en ce qui a trait aux sens de rotation relatifs des parties motrice et réceptrice qui peuvent être les mêmes ou inverses à volonté, par construction suivant que chaque dispositif élémentaire reste tel que figuré ou est son homologue inverse, c'est-à-dire que l'ensemble élémentaire comprenant les pièces 36, 37, 38, 40, 41, 42, 43 est symétrique de celui représenté sur la figure par rapport à un plan passant par les axes des arbres 26 et 35.

La fig. 21 représente un autre exemple particulièrement applicable aux grosses puissances et aux grandes vitesses.

Les ressorts en caoutchouc de l'exemple précédent sont remplacés par des barres de torsion 44 qui, fixées dans un plateau récepteur 45, pourvu de son pignon de transmission 46 traversent librement le plateau 31, solidaire rigidement par un manchon 47 du plateau 45 et du pignon 46.

Le secteur 36 de l'exemple précédent est remplacé par une manivelle 48 clavetée sur l'extrémité de la barre de torsion et munie du galet 49 roulant sur la came 27.

Chaque barre de torsion 44 est reliée par une roue libre 49 au pignon satellite 34 qui engrène avec le pignon fixe 30 claveté sur l'arbre 31.

Le fonctionnement du dispositif est le même que celui de l'exemple précédent.

Naturellement, l'invention n'est nullement limitée aux modes d'exécution représentés et décrits qui n'ont été choisis qu'à titre d'exemple.

Il est évident, notamment, que dans le cas des fig. 1 et 18, la couronne coopérant avec les cliquets pourrait être à denture externe, il suffirait de changer le sens d'oscillation desdits cliquets sous l'action de leurs ressorts respectifs.

Dans l'exemple de la fig. 19, les anneaux élastiques 42 pourraient être remplacés par tous autres liens élastiques.

RÉSUMÉ.

L'invention a pour objet un mécanisme de changement de vitesse automatique, remarquable notamment par les caractéristiques suivantes considérées séparément ou en combinaisons :

- a. Il comporte en combinaison un organe menant rotatif, deux éléments coaxiaux audit organe menant, l'un desdits éléments étant rotatif et constituant l'organe mené et l'autre étant fixe, et plusieurs dispositifs élastiques reliant lesdits éléments, chacun de ces dispositifs élastiques étant fixé à l'un desdits éléments et étant muni d'un moyen d'appui unidirectionnel sur l'autre élément et l'organe menant comportant un moyen d'appui sur ces dispositifs élastiques individuellement pour bander successivement chacun d'eux et l'abandonner dans une position arc-boutée après une certaine course de contact;
- b. L'un desdits éléments constitue un arbre et l'autre élément une roue coopérant directement ou non avec lesdits moyens d'appui unidirectionnels portés par les dispositifs élastiques;
- c. L'arbre est rotatif et la roue fixe;
- d. L'arbre est fixe et la roue rotative;
- e. Les susdits moyens d'appui unidirectionnels sont constitués par des cliquets portés par les dispositifs élastiques et coopérant avec la roue qui est dentée;
- f. La roue constitue une couronne à denture interne;
- g. Selon une variante, les moyens d'appui unidirectionnels sont constitués par des roues libres formant des pignons satellites qui engrènent avec la roue qui est dentée et forme planétaire;
- h. Les dispositifs élastiques sont constitués par des lames élastiques;
- i. Les dispositifs élastiques sont constitués par n lames, encastrées radialement et suivant des écarts angulaires égaux dans l'arbre constituant l'un des deux susdits éléments, face à l'arbre menant qui comporte, à l'extrémité d'un bras de manivelle, une palette de largeur radiale donnée, destinée à venir prendre appui successivement sur chaque lame par l'intermédiaire d'un ergot latéral porté par la lame, ladite largeur radiale étant telle, compte tenu de la distance au repos de l'ergot par rapport à l'axe des deux arbres, que cette palette abandonne l'ergot après une course angulaire d'entraînement égale à

$2\pi/n$, chaque ressort comportant à son extrémité libre un cliquet d'appui coopérant avec la susdite roue dentée;

j. Chaque lame élastique prend appui au repos contre une butée portée par l'arbre correspondant, cette butée maintenant la lame partiellement bandée de telle sorte que le couple de réaction de cette lame entre ses deux positions limites de bandage varie relativement peu;

k. Suivant un autre mode d'exécution, les dispositifs élastiques sont constitués par des liens élastiques travaillant à l'extension, chacun de ces liens étant accroché, d'une part, à l'un des deux susdits éléments et, d'autre part, à un secteur qui est monté oscillant sur cet élément et sur lequel l'organe menant agit par une came, ce secteur étant relié par un dispositif de liaison

unidirectionnel (cliquet ou roue libre) au deuxième susdit élément;

l. Les liens élastiques sont constitués par des anneaux en caoutchouc ou substance analogue;

m. Selon un autre mode d'exécution, les dispositifs élastiques sont constitués par des barres travaillant à la torsion;

n. Ces barres sont encastrées à l'une de leurs extrémités sur l'un des deux susdits éléments, tandis que l'autre extrémité de chaque barre porte, d'une part, un bras de manivelle claveté sur elle et coopérant avec une came de l'organe menant et, d'autre part, une roue libre de liaison à l'autre des deux susdits éléments.

ANDRÉ LOUKOVSKI.

Par procuration :
Cabinet LAVOIX.

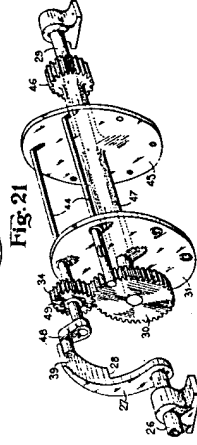
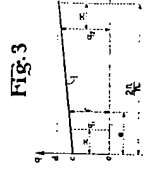
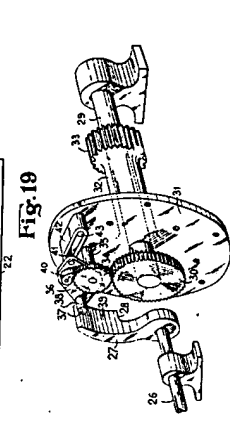
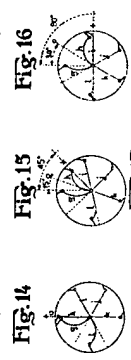
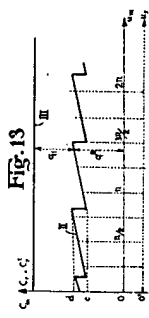
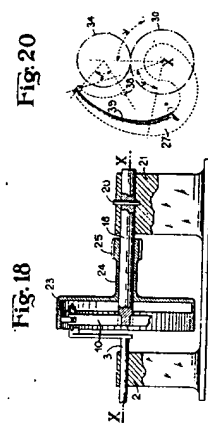
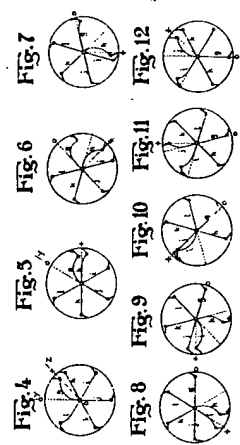
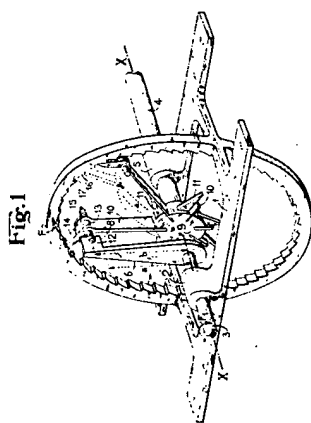
This Page Blank (uspto)

74
112 ✓

N° 1.011.760

M. Leukowski

Pl. unique



This Page Blank (uspto)